

УДК 621.822.73

Р. Ю. Кондратов
АО «Тайфун»

НЕКОТОРЫЕ УТОЧНЕНИЯ ПО РАСЧЕТУ СТАТИЧЕСКОГО МОМЕНТА РЕДУКТОРА ПРИ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

В статье приведены особенности расчета статического момента (момента страгивания) рядного зубчатого редуктора с радиальными шариковыми подшипниками при его работе как в нормальных условиях (плюс 20 °С), так и при отрицательных температурах (минус 40 °С). Выполнен обзор технической литературы по данной тематике, сделан вывод о необходимости уточнения этой области знания. В качестве основных факторов в расчете выделены моменты трения между зубьями передач и потери трения в опорах, которые в числе прочих факторов будут зависимы и от температуры окружающей среды. Для потерь между зубьями приведены теоретические выкладки, на основании которых принято допущение для дальнейшего расчета. Поставлен эксперимент по определению момента страгивания радиальных шариковых подшипников (определенных типоразмеров), получена эмпирическая зависимость. Предпринята попытка получения эмпирических зависимостей для корректировки формул «классического» расчета статического момента редуктора, функционирующего как в нормальных условиях, так и в области отрицательных температур окружающей среды. Проведено сравнение полученных расчетных значений и данных эксперимента на рядных редукторах, применяемых в изделиях предприятия АО «Тайфун».

Ключевые слова: статический момент, редуктор, зубчатая пара, подшипник качения, отрицательные температуры, потери мощности.

Введение

Предприятие АО «Тайфун» занимается разработкой и изготовлением изделий специального назначения. Все составные части изделий проходят тщательную проверку качества, наиболее ответственные блоки – периодические испытания. Одними из таких блоков являются редукторы. Редукторы помимо контроля качества изготовления входящих в их состав деталей (зубчатых колес, валов и пр.) проходят проверку качества сборки, а именно, измеряются мертвые хода и статические моменты страгивания. Изготавливаемые радиолокационные станции эксплуатируются в различных географических широтах, их конструкция подвержена воздействию температур окружающей среды от – 40 до + 50 °С, поэтому в проверку качества сборки редукторов заложен контроль статического момента страгивания как при +20 °С, так и при – 40 °С.

Методика расчета статических моментов редукторов в нормальных условиях известна уже давно и прошла полувекую проверку производственным опытом [16]. Рекомендаций по расчету статического момента страгивания редуктора при отрицательных температурах в технической литературе найдено не было.

Целью данной работы было уточнение методики расчета статического момента страгивания при отрицательных температурах окружающей среды.

Объектом настоящего исследования был рядный пятиступенчатый зубчатый редуктор на подшипни-

ках качения (ПК). Кинематическая схема редуктора приведена на рис. 1.

Рассматриваемый редуктор имеет ряд особенностей, связанных с применением в изделии специального назначения:

1) условия работы соответствуют области применения пластичных смазок типа ОКБ-122-7-5 ГОСТ 18179-72, ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-80 и ВНИИНП-286М («ЭРА») ТУ 38.101950-83;

2) большой срок эксплуатации без замены смазки обуславливает закладку в полость редуктора избыточного количества смазки*;

3) в редукторе не предусмотрена отдельная полость-ванна для смазки, их конструкция близка к конструкции приборных редукторов, редукторов счетно-решающих машин.

Предметом исследования были радиальные шариковые ПК нормальной точности.

Задачами исследования являлись:

а) уточнение расчетной формулы для статического момента страгивания для шарикового ПК нормальной точности;

б) экспериментальное определение статического момента страгивания для шарикового ПК нормальной точности;

в) корректировка «классической» методики расчета статического момента страгивания для рядного редуктора на ПК.

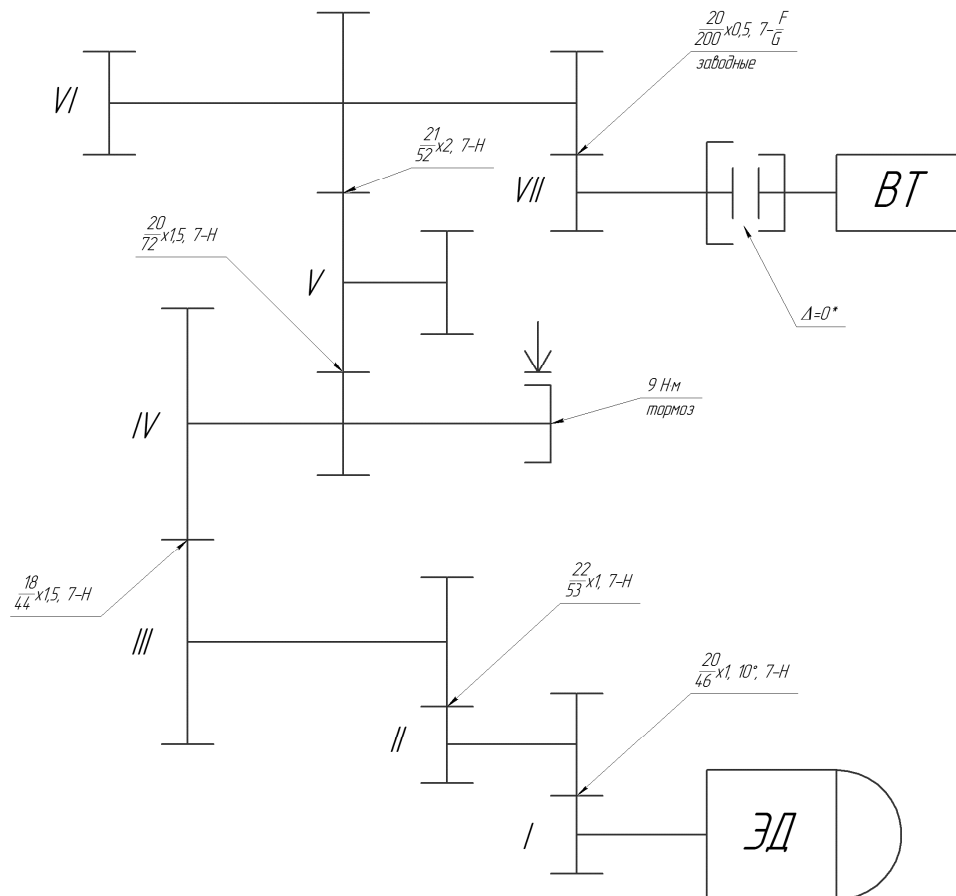


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора

Основные положения к расчету статического момента

Существующая методика расчета статического момента редуктора основана на приведении моментов сопротивления (например, нагрузка, вращающийся трансформатор, шкала и пр.), действующих на выходные звенья редуктора, и собственных моментов трения опор к входному звену редуктора – валу электродвигателя [1, с. 76]. Данная методика расчета широко известна, поэтому ограничимся только рассуждениями касательно тематики настоящей статьи.

Полный момент на ведущем звене определяется по следующей формуле:

$$M_1 = \frac{M_{II} \cdot i_{21}}{\eta_{12}} + M_{01}, \quad (1)$$

где M_{II} – полный момент на ведомом звене (момент нагрузки и трения), Н·м; i_{21} и η_{12} – передаточное отношение и КПД передачи; M_{01} – момент трения в опорах ведущего звена (например, момент трения пары шарикоподшипников, на которых установлен ведущий вал), Н·м.

Из формулы (1) следует, что если все внешние моменты сопротивления известны (или вообще отсутствуют – обычный передаточный редуктор), то основные составляющие статического момента будут складываться из потерь на трение в зубчатых парах и опорах. В дополнение к этим видам потерь,

по мнению автора, определенную роль на статический момент должны оказывать «барботажные» потери в случае, если зубчатые колеса частично погружены в масляную ванну. Однако применительно к исследуемому редуктору они не брались во внимание, так как согласно заводской инструкции редуктор подвергался обкатке в течение 24 часов. После его разборки было отмечено, что даже при заполнении на 1/2 свободного объема пластичной смазкой все зубчатые венцы и вращающиеся элементы формируют вокруг себя полости, свободные от смазки.

Потери на трение для цилиндрической прямозубой передачи внешнего зацепления вычисляются через КПД:

$$\eta = 1 - \pi \cdot c \cdot \mu \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (2)$$

$$c = \frac{P + 2,87}{P + 0,17}, \quad (3)$$

$$P = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_2}{m \cdot z_2}, \quad (4)$$

где c – поправочный коэффициент, учитывающий увеличение трения в передаче при малых нагрузках; μ – коэффициент трения в зубчатом зацеплении; z_1 и z_2 – числа зубьев ведущего и ведомого колес; P – окружное усилие на зубьях колес, Н; M_2 – статиче-

ский момент на ведомом колесе, Н·м; m – модуль колес, мм.

Анализируя формулу (2) с точки зрения работы зубчатой передачи в области отрицательных температур, видно, что единственной величиной, косвенно зависящей от температуры, является коэффициент трения μ . На коэффициент трения может влиять большое количество факторов: окружная скорость в зацеплении, удельная нагрузка, смазка (состав и вязкость) и другие [14]. Однозначной, общепринятой формулы для его расчета пока не существует и приходится полагаться на экспериментальные данные. При проверке статического момента редуктора нагрузки и скорости в зацеплении не сопоставимы с рабочими, поэтому имеется возможность сделать допущение и за основной действующий на коэффициент трения μ фактор принять вязкость смазки (при использовании определенной марки смазки). При уменьшении температуры окружающей среды вязкость смазок возрастает, причем для указанных ранее марок в разы [21]. Согласно [12, с. 40], [20, с. 71] и [5, с. 178] коэффициент трения в зубчатом зацеплении уменьшается с ростом вязкости. Хотя существуют и обратные данные [14, с. 152].

Автор настоящей статьи не располагал возможностью произвести полноценное исследование коэффициента трения μ применительно к используемым на заводе маслам, поэтому на основании [5, с. 178] было принято, что μ для высоковязких масел типа ОКБ и ЦИАТИМ, эксплуатирующихся при температурах от + 20 до – 40 °С, изменяется в среднем в два раза, т. е.:

$$\mu_{-40^{\circ}\text{C}} = \frac{1}{2} \cdot \mu_{+20^{\circ}\text{C}} \quad (5)$$

Перейдем теперь к рассмотрению момента трения M_{01} , моменту трения в опорах.*

На основании проведенного анализа технической литературы были выбраны формулы для оценки момента M_{01} (см. табл. 1).

Применительно к исследуемому редуктору были выполнены предварительные вычисления по некоторым из формул (6)–(16) и с учетом допущения (5) для отрицательных температур окружающей среды (– 40 °С). Полученные данные сильно отличались от реальных значений при сдаче статического момента исследуемого редуктора и заносимых в течение нескольких лет в журнал пооперационного контроля. Было решено поставить эксперимент по определению статического момента страгивания ПК, типоразмеров, наиболее часто применяемых в редукторах предприятия.

Суть опыта и экспериментальная установка

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2.

Статический момент страгивания ПК замерялся следующим образом: внутренне кольцо зажималось в технологическом приспособлении, к наружному кольцу с помощью клейкой ленты и жгута подвешивался груз. Вес жгута и груза, помноженный на расстояние от оси вращения ПК, давал момент страгивания. Грузами служили калиброванные массы из набора Г-4-1111.10 МГ-4-1100-10иГ-4-1110 ГОСТ 7328–2001; массу жгута определяли предварительно (табл. 1).

Таблица 1. Расчетные формулы для определения потерь на трение в ПК

Формула и краткие пояснения	Источник
1	2
<p>Момент трения в ПК, Н·мм:</p> $M_{\text{ТР}} = M_0 + M_1 \quad (6)$ <p>при $vn \geq 2000$: $M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot (D_0)^3$, при $vn < 2000$: $M_0 = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (D_0)^3$, $M_1 = f_1 \cdot g_1 P \cdot D_0$, $D_0 \approx 0,5 \cdot (d + D)$,</p> <p>где v – кинематическая вязкость смазки, мм²/с; n – частота вращения подшипника, об/мин; D_0 – средний диаметр подшипника, мм; d и D – внутренний и наружный диаметры подшипника; f_0 – коэффициент, зависящий от типа подшипника и условий смазки, для однорядного шарикового радиального подшипника при пластичной смазке (горизонтальный вал) $f_0 = 1,5$; f_1 – коэффициент, зависящий от типа подшипника и степени его нагружения (для однорядного шарикового радиального подшипника $f_1 = 0,0009 \cdot \left(\frac{P}{C_0}\right)^{0,55}$) ,</p> <p>P – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н; C_0 – статическая грузоподъемность подшипника, Н; g_1 – коэффициент, зависящий от соотношения радиальной и осевой нагрузок, воспринимаемых подшипником (в нашем случае $g_1 P = F_r$, где F_r – радиальная нагрузка, Н). Пусковой момент рекомендуется принимать $2 \cdot M_1$.</p>	<p>[10, с. 365], [7, с. 252]</p>

* Рассматривались способы оценки потерь в опорах только для шариковых радиальных ПК.

Продолжение табл. 1

Формула и краткие пояснения 1	Источник 2
<p>Момент трения в ПК, кгс·см:</p> $M = 0,5 \cdot (T + f_0 \cdot R) \cdot d, \quad (7)$ <p>где $T = c \cdot d$ – сила сопротивления, не зависящая от нагрузки, кгс (для радиального однорядного шарико-подшипника $f_0 = 0,0012$ и $c = 0,06$); d – диаметр вала, см; R – радиальная нагрузка, кгс.</p>	[13, с. 525]
<p>Полный момент трения, Н·мм:</p> $M = M_0 + M_1, \quad (8)$ <p>$M_0 = 0,0000265 \cdot d_{cp}^3$ – момент трения ненагруженного подшипника, Н·мм, $M_1 = f \cdot F_a \cdot d_{cp}$ – момент, обусловленный нагрузкой и размерами подшипника, Н·мм, где d_{cp} – диаметр центров тел качения, мм; f – коэффициент; F_a – осевая нагрузка, Н.</p>	[11]
<p>Момент трения ненагруженного ПК:</p> $M_{тp0} = \phi_0 \cdot d_{cp}^3 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3}, \quad (9)$ <p>где ϕ_0 – коэффициент, зависящий от конструкции подшипника и способа смазки; d_{cp} – средний диаметр (по центрам тел качения) подшипника, мм; ν – кинематическая вязкость масла, сСт; n – частота вращения подшипника, об/мин.</p>	[15, с. 292] Со ссылкой на Пальмгрена
<p>Момент трения одного шарикоподшипника, г·см:</p> $M_c = 0,5 \cdot (0,25 \div 0,38) \cdot d^2, \quad (10)$ <p>где d – внутренний диаметр ПК, мм. Область применения: ШПК класса П, заполненные смазкой на 1/2...2/3 свободного объема, и значениях $d = 3...15$ мм.</p>	[6, с. 60]
<p>Полный момент трения ПК, кгс·мм:</p> $M = d_m \cdot \left[k_1 \cdot z \cdot \left(d_m \cdot \frac{n}{1000} \right)^{x_1} \cdot \sigma^{x_2} \cdot \mu^{x_3} \cdot P^{x_4} + k_2 \cdot z \cdot \sigma \cdot P + k_3 \cdot \left(d_m \cdot \frac{n}{1000} \right)^{x_5} \cdot \mu^{x_6} \cdot d_m^2 \right], \quad (11)$ <p>где d_m – средний диаметр ПК, мм; z – число тел качения; n – частота вращения, об/мин; σ – максимальные контактные напряжения, кгс/мм²; μ – динамическая вязкость, сП; P – усилие на шарике, кгс; $x_1 = 1,036$; $x_2 = 1,001$; $x_3 = 0,466$; $x_4 = 1,110$; $x_5 = 1,028$; $x_6 = 0,171$; $k_1 = 0,44 \cdot 10^{-9}$; $k_2 = 0,43 \cdot 10^{-6}$; $k_3 = 0,187 \cdot 10^{-8}$ – коэффициенты.</p>	[4]
<p>Момент трения шарикоподшипника, нагруженных радиальной нагрузкой, г·см:</p> $M_{шп} = M_0 + 1,25 \cdot k \cdot \frac{D_0}{d_{ш}} \cdot P, \quad (12)$ <p>где M_0 – собственный момент трения ПК, г·см (для однорядного $M_0 \approx 4 \cdot D_0$); $D_0 \approx 0,5 \cdot (d + D)$; k – коэффициент трения качения, см; $d_{ш}$ – диаметр шариков, см; P – радиальная нагрузка на подшипник, г.</p>	[16, с. 16]

Окончание табл. 1

Формула и краткие пояснения	Источник
1	2
<p>Момент трения шарикоподшипника, кгс·мм:</p> $M = k \cdot P + M_0, \quad (13)$ $k = [d_1 \cdot (D_{CP} - D_0)^3 + t_N \cdot t + n_{00}] \cdot N + t_K \cdot t + k_{00},$ $M_0 = [d_2 \cdot (D_{CP} - D_0)^3 + n_0] \cdot N + d_3 \cdot (D_{CP} - D_0)^3 + M_{00},$ <p>$P = \frac{A}{z \cdot \sin \beta}$ – нормальное усилие в контакте, кгс;</p> <p>A – внешняя нагрузка, кгс; z – число тел качения; β – угол контакта шарика, °; D_{CP} – диаметр по центрам шариков, мм; D_0 – внутренний диаметр подшипника, мм; N – частота вращения, тыс. об/мин; t – абсолютная температура, °С.</p> <p>Значения эмпирических коэффициентов для смазки ВНИИ НП-228: $d_1 = 2,1 \cdot 10^{-8}$, $d_2 = 5,84 \cdot 10^{-7}$, $d_3 = -3,02 \cdot 10^{-6}$, $t_N = -6,3 \cdot 10^{-6}$, $n_0 = 2,63 \cdot 10^{-3}$, $n_{00} = 4,2 \cdot 10^{-4}$, $t_K = -6,3 \cdot 10^{-5}$, $k_{00} = 9,45 \cdot 10^{-3}$, $M_{00} = -5,8 \cdot 10^{-2}$</p>	<p>[17]</p>
<p>Пусковой момент трения, Н·мм:</p> $M_{START} = M_{SL} + M_{SEAL}, \quad (14)$ $M_{SL} = G_{SL} \cdot \mu_{SL},$ $G_{SL} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot d_m^{-0,26} \cdot F_r^{5/3},$ $M_{SEAL} = K_{S1} \cdot d_S^\beta + K_{S2},$ <p>где d_m – средний диаметр подшипника, мм ($d_m \approx 0,5 \cdot (d + D)$); F_r – радиальная нагрузка на ПК, Н; μ_{SL} – коэффициент трения скольжения (для трансмиссионных масел равен 0,1); K_{SL} – константа, зависящая от типа подшипника; K_{S2} – константа, зависящая от типа подшипника и уплотнения; d_S – диаметр сопротивляющейся поверхности уплотнения.</p>	<p>[22]</p>
<p>Для радиальной нагрузки до 5 Н момент трения равен, Н·м:</p> $M'_0 = M_{ш} + k_1 \cdot P + k_2 \cdot Q, \quad (15)$ $k_1 = 1,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{f \cdot D_0}{d_{ш}},$ $k_2 = 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{f \cdot D_0}{d_{ш}},$ <p>где $M_{ш}$ – момент трения ненагруженного шарикоподшипника, Н·м (для однорядных ПК нормальной точности по ГОСТ 8338-75 23, 24 и 25 соответственно $12,7 \cdot 10^{-5}$; $16,7 \cdot 10^{-5}$; $20,6 \cdot 10^{-5}$); P и Q – радиальная и осевая нагрузки на ПК, Н; f – коэффициент трения качения, см (для ПК нормальной точности – 0,001 см); D_0 – диаметр беговой дорожки, мм; $d_{ш}$ – диаметр шариков, мм.</p>	<p>[1, с. 43]</p>
<p>Момент трения в шарикоподшипнике при работе со смазкой, Н·м:</p> $M_{TP} = Z \cdot (M_H + M_B), \quad (16)$ $M_i = \frac{17,3 \cdot \pi \cdot v_K^2 \cdot \mu \cdot \sqrt{\xi}}{(2 \cdot \eta + 3 \cdot \xi)},$ $v_K = \omega_{ш} \cdot \frac{r_K \cdot r_{ш}}{r_K \pm r_{ш}},$ $\xi = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_{ш}} \pm \frac{1}{r_K} \right) \text{ и } \eta = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} \right),$ <p>$\omega_{ш}$ – угловая скорость вращения шарика, 1/с; $r_{ш}$, r_K, $r_{ж}$ – радиусы соответственно шарика, кольца и желоба подшипника, м; μ – динамический коэффициент вязкости смазки, Па·с; Z – число шариков.</p>	<p>[2] [3, с. 70] [18, с. 222]</p>

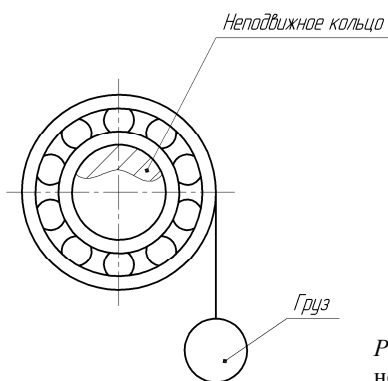


Рис. 2. Схема установки

Испытывались ПК следующих типоразмеров: 201, 202, 203, 204, 205 и 206 по ГОСТ 8338–75, по десять штук каждого типа. Момент страгивания замерялся для

Таблица 2. Результаты измерения статического момента исследуемых ПК

Обозначение подшипника качения по ГОСТ 8338-75	Момент страгивания (+20 °С без смазки) Н·м	Момент страгивания (+20 °С со смазкой) Н·м	Момент страгивания (-20 °С со смазкой), Н·м	
			При страгивании	После трех оборотов
201	0,000314	0,002040	0,00329616	0,001884
202	0,000343	0,003434	0,00480690	0,002747
203	0,000981	0,005101	0,01000620	0,005494
204	0,001614	0,007608	0,01636799	0,008299
205	0,002040	0,010457	0,02448576	0,012243
206	0,004258	0,013989	0,03527676	0,013989

Анализ полученных по ПК данных

Как видно из табл. 2, момент ПК, незаполненного смазкой, является самой малой экспериментальной величиной и соответствует области чистого качения ненагруженного шарика по желобу; далее при заполнении смазкой ПК момент страгивания растет на порядок, что в свою очередь связано с появлением гидродинамической составляющей. Охлаждение смазанного ПК также приводит к очередному увеличению на порядок момента страгивания. Интересным фактом является то, что если ПК при отрицательных температурах провернуть хотя бы 2...3 раза, то значение момента становится практически равно значению момента смазанных ПК в нормальных условиях.

ПК в нормальных условиях до набивки смазкой, в нормальных условиях после набивки смазкой и после набивки в отрицательных температурах.

Ввиду того что смазки, применяемые на заводе, выдаются строго под конкретный заказ, было решено испытывать ПК со смазкой сходной по вязкостным характеристикам с ЦИАТИМ и ОКБ, но имеющейся в свободном доступе. Выбор был сделан в пользу Литол-24 ГОСТ 21150–87.

В нашем распоряжении была климатическая камера, максимально дающая минус 20 °С.

Результаты натурных измерений статического момента страгивания ПК приведены в табл. 2. Приведенные в табл. 2 значения соответствуют середине нормального рассеивания полученных данных для каждого режима.

Возможно, все-таки тут имеются какие-то расхождения по моментам трогания, но ввиду довольно грубых способов измерения и малого перепада температур они не были зафиксированы.

Также наблюдается вполне логичный рост статического момента с увеличением габарита ПК.

Для выбора окончательной расчетной методики определения статического момента для ПК как в нормальных, так и условиях пониженных температур, был выполнен расчет по методикам, представленным в табл. 1. Результаты расчета представлены в табл. 3. Анализируя полученные данные по табл. 3, видно, что близкие к экспериментальным значениям не дает не одна методика.

Таблица 3. Результаты расчета статического момента ПК по различным методикам

Обозначение подшипника качения по ГОСТ 8338–75	Методика (все значения в Н·м)						
	[22]	[2]	[6]	[10]	[11]	[13]	[16]
201	$\frac{0,00007}{0,00010}$	$\frac{0,00047}{0,00099}$	0,000537	$\frac{0,004}{0,007}$	0,00028	0,0043	0,00087
202	$\frac{0,00010}{0,00014}$	$\frac{0,00086}{0,00183}$	0,000839	$\frac{0,007}{0,011}$	0,00041	0,0068	0,00099
203	$\frac{0,00016}{0,00022}$	$\frac{0,00111}{0,00237}$	0,001077	$\frac{0,010}{0,016}$	0,00061	0,0087	0,00113
204	$\frac{0,00028}{0,00038}$	$\frac{0,00207}{0,00439}$	0,001491	$\frac{0,016}{0,026}$	0,00100	0,0121	0,00134
205	$\frac{0,00040}{0,00052}$	$\frac{0,00378}{0,00802}$	0,002330	$\frac{0,024}{0,039}$	0,00151	0,0188	0,00154
206	$\frac{0,00070}{0,00089}$	$\frac{0,00646}{0,01371}$	0,003355	$\frac{0,041}{0,066}$	0,00258	0,0272	0,00185

Примечания: 1. Через дробь записаны значения моментов страгивания в том случае, если методика учитывает влияние вязкости смазки (температуры): в числителе – значения момента при + 20 °С, в знаменателе – при – 20 °С.

2. Частота вращения равна 1 об/мин.

По методикам [4] и [17] расчетные значения момента трения получаются либо чрезвычайно малого порядка (около 10^{-8}) или вообще отрицательными, что отчасти объясняется тем, что исследуемые нами ПК выходят за область применения указанных формул.

На основании проведенного сравнения табл. 2 и 3 был сделан вывод о необходимости введения в расчет собственной формулы для определения статического момента ПК. За основу формулы была взята формула Пальмгрена (9), которая, по мнению автора, достаточно полно связывает учет геометрии и вязкости в ПК. Скорость как фактор была исключена, т. к. не ясно, какое значение брать за начало вращения ПК. Также спорным моментом являлся учет лобового сопротивления сепаратора при вращении в смазке, но согласно [19] для более вязких масел момент, обусловленный сопротивлением вращению сепаратора, составляет 2–10 % полного момента, поэтому было решено пренебречь этой величиной.

После определения общего вида расчетной зависимости была проведена обработка экспериментальных данных. Она велась с помощью математического пакета Mathcad 14 и встроенной функции «genfit» (оптимизированный метод Левенберга – Маккарта) [8, с. 208]. Полученная эмпирическая зависимость момента трогания – формула (17) – удовлетворительно согласуется с натурными измерениями (см. рис. 3).

$$M_{Тр0} = 0,35 \cdot d_0^{2,2} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{20}} \right)^{1,5} \cdot K_{РАЗМ}, \quad (17)$$

где $M_{Тр0}$ – статический момент ПК, Н·м; d_0 – диаметр по центрам тел качения, мм; μ и μ_{20} – динамическая вязкость смазки соответственно текущая и при + 20 °С, Па·с; $K_{РАЗМ} = 9,81 \cdot 10^{-6}$ – константа размерности.

Краткие итоги работы и выводы

С учетом формулы (17) и допущения (5) был выполнен расчет суммарного статического момента для рассматриваемого редуктора. Сравнение значений журнала пооперационного контроля и рассчитанных по предлагаемой автором методике приведены ниже:

Журнал (+ 20 °С) – 0,026 Н·м, расчет – 0,0251 Н·м;

Журнал (– 20 °С) – 0,066 Н·м, расчет – 0,0722 Н·м.

Как видно, методика дает удовлетворительную точность и пригодна для предварительной оценки полного статического момента страгивания рядных редукторов на шариковых ПК. На нашем предприятии на данный момент она используется для составления кинематических схем с требованиями по статическому моменту страгивания.

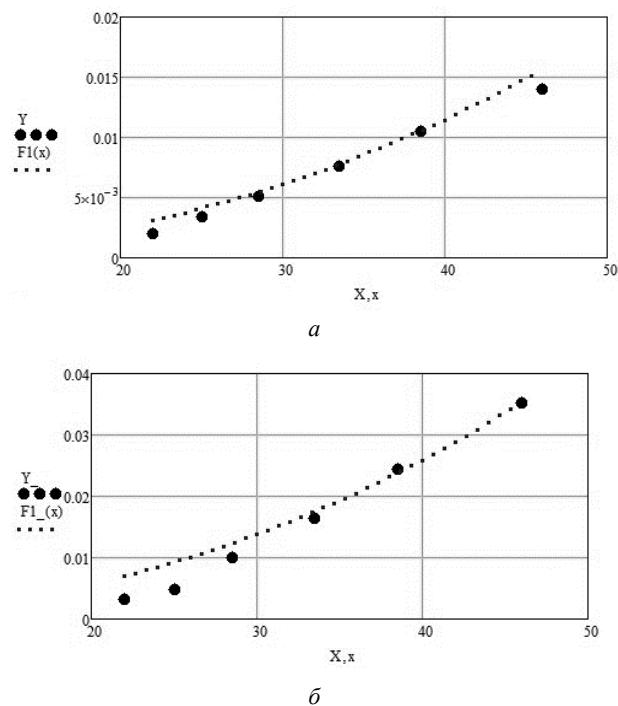


Рис. 3. Сравнение результатов эксперимента и формулы (17): а – при + 20 °С; б – при – 20 °С; --- – результаты расчета по формуле (17); * – экспериментальные данные. По оси абсцисс – изменение диаметра d_0 ; по оси ординат – изменение момента страгивания

Стоит отметить, что приведенные выше рассуждения пока следует применять в сходных диапазонах температур и только для пластичных смазок.

В дальнейшем, по мере накопления статистических данных, формулу (17) следует уточнить.*

Библиографические ссылки

1. Дмитриев Ф. С. Проектирование редукторов точных приборов. – Л. : Машиностроение, 1971. – 160 с.
2. Капица П. Л. Гидродинамическая теория смазки при качении // Журнал технической физики. – 1955. – Т. 25, № 4. – С. 747–762.
3. Опоры приборов / М. П. Ковалев и др. – М. : Машиностроение, 1967. – 192 с.
4. Коршиков А. Г., Смирнов А. И. Исследование потерь на трение в упорно-радиальных шарикоподшипниках // Вестник машиностроения. – 1978. – № 12. – С. 19–22.
5. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения : Справ. пособие. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Машгиз, 1962. – 220 с.
6. Куцоконь В. А., Шевченко-Грабский И. В. Расчет статических моментов и мертвых ходов в кинематических цепях точных приборов. – Л. : Машиностроение, 1968. – 148 с.
7. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет : справочник. – М. : Машиностроение, 2006. – 640 с.
8. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15 : учеб. курс. – СПб. : Питер, 2011. – 400 с.
9. Михайлов Е. М. Момент трения в шарикоподшипниках изделий для космических аппаратов // Вопросы электромеханики. – 2014. – Т. 140. – С. 3–6.

*Как оказалось, в результате расчета исследуемого редуктора, изменения коэффициента трения в зубчатом зацеплении (в разумных пределах – 0,08...0,02) оказывает влияние на полный момент страгивания в среднем на 10 %.

10. *Перель Л. Я.* Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М. : Машиностроение, 1983. – 544 с.
11. *Пини В. Е.* Моменты трения шариковых подшипников разных размеров // Вестник машиностроения. – 2005. – № 10. – С. 21-23.
12. *Райко М. В.* Смазка зубчатых передач. – Киев : Техніка, 1970. – 196 с.
13. *Решетов Д. Н.* Детали машин : учебник для вузов. – Изд. 3-е, испр. и перераб. – М. : Машиностроение, 1974. – 656 с.
14. *Рециков В. Ф.* Трение и износ в тяжелонагруженных передачах. – М. : Машиностроение, 1975. – 232 с.
15. *Розенберг Ю. А.* Влияние смазочных масел на долговечность и надежность деталей машин. – М. : Машиностроение, 1970. – 312 с.
16. *Санников К. А.* Расчет усилий и моментов в счетно-решающих механизмах. – М. : ГИОП, 1948. – 116 с.
17. *Смирнов А. И., Фигатнер А. М.* Момент трения шарикоподшипника при пластичной смазке // Вестник машиностроения. – 1974. – № 3. – С. 23–27.
18. Опоры осей и валов машин и приборов / Н. Спицын и др. – Л. : Машиностроение, 1970. – 520 с.
19. *Таунсенд, Ален, Зарецкий.* Исследование момента сопротивления вращению шарикового подшипника в условиях упругодинамической смазки // Проблемы трения и смазки. – 1974. – № 4. – С. 39–52.
20. *Трубин Г. К.* Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М. : Машгиз, 1962. – 404 с.
21. Физико-химические и теплофизические свойства смазочных материалов / Г. И. Чердниченко и др. – Л. : Химия, 1986. – 224 с.
22. SKF Сайт фирмы. Электронный общий каталог фирмы SKF. – URL: www.skf.com, свободный. – Загл. с экрана.

* * *

R. Yu. Kondratov, Design engineer, «Typhoon, JSC», Kaluga

Some Specifications on Calculation of the Static Moment of a Gearbox in Case of Negative Ambient Temperatures

Features of calculation of the static moment (the starting moment) of a line gearbox with radial ball bearings by its operation in the conditions of both normal (plus 20 °C) and negative (minus 40 °C) ambient temperatures are given in the paper. The extensive review of technical literature on this subject is executed, the conclusion is drawn on the need for specification of this area of knowledge. The simple experiment by determination of the moment of starting for radial ball bearings (certain standard sizes) is delivered, the empirical dependence is received. An attempt of obtaining empirical dependences for adjustment of formulas of "classical" calculation of the static moment of the gearbox functioning both in reference conditions and in the field of the negative ambient temperatures is made. Comparing of the obtained design values and data of an experiment on the line reducers applied in products of the enterprise is carried out.

Keywords: static moment, gearbox, tooth pair, rolling bearing, negative temperatures, losses of power

Получено: 17.03.17